



## PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11) Publication number: **2001098958 A**

(43) Date of publication of application: 10.04.01

(51) Int. Cl. F02D 9/02  
F02D 11/10  
F02D 41/04  
F16K 31/04

**(21) Application number: 11280932**

**(22) Date of filing: 01.10.99**

(71) Applicant: AISAN IND CO LTD

(72) Inventor: IKETANI MASANORI  
MIURA SATOSHI

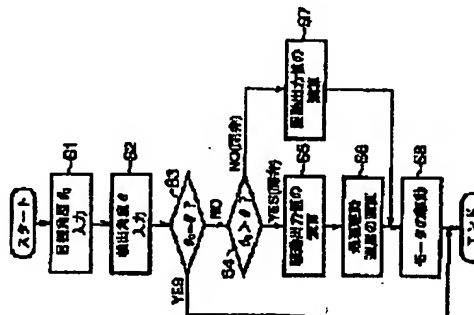
**(54) THROTTLE VALVE DEVICE AND CONTROL METHOD THEREOF**

COPYRIGHT: (C)2001,JPO

**(57) Abstract:**

**PROBLEM TO BE SOLVED:** To reduce a noise when a throttle valve is opened, by controlling an opening speed for the throttle valve without changing constitution of an intake passage and the throttle valve, in a throttle valve device and a control method therefor.

**SOLUTION:** A throttle shaft is turned by a driving motor to regulate an air amount flowing inside the intake passage by oscillation of the throttle valve. A corresponding relation between a throttle valve angle for preventing generation of the noise when the valve is opened and an optimum valve-opening speed command is found preliminarily by an experiment, and the throttle valve is opened in accordance to the relation between the angle and the command when the valve is controlled along a valve-open direction.



(19) 日本国特許庁 (JP)

## (12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開 2001-98958

(P 2001-98958 A)

(43) 公開日 平成13年4月10日 (2001.4.10)

(51) Int. Cl. <sup>7</sup>	識別記号	F I	テーマコード* (参考)
F 0 2 D	9/02 3 5 1	F 0 2 D 9/02 3 5 1	M 3G065
	11/10		C 3G301
	41/04 3 1 0		C 3H062
F 1 6 K	31/04	F 1 6 K 31/04	H

審査請求 未請求 請求項の数 4

O L

(全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平11-280932

(22) 出願日 平成11年10月1日 (1999.10.1)

(71) 出願人 000116574

愛三工業株式会社

愛知県大府市共和町一丁目1番地の1

(72) 発明者 池谷 昌紀

愛知県大府市共和町一丁目1番地の1 愛三工業株式会社内

(72) 発明者 三浦 聡

愛知県大府市共和町一丁目1番地の1 愛三工業株式会社内

(74) 代理人 100100804

弁理士 堀 宏太郎 (外1名)

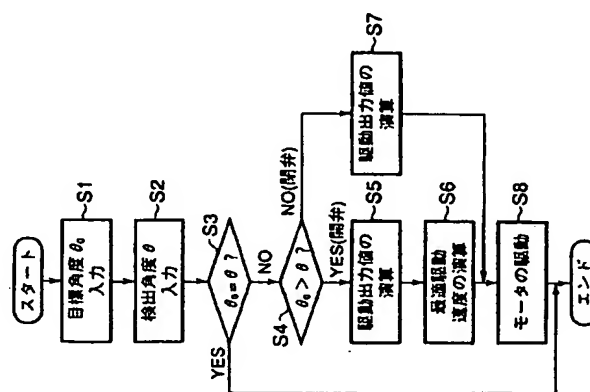
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 スロットルバルブ装置及びその制御方法

(57) 【要約】

【課題】 スロットルバルブ装置及びその制御方法において、吸気通路及びスロットルバルブの構成を変えることなく、スロットルバルブの開弁速度を制御することにより、開弁時の騒音を低減させることを課題とする。

【解決手段】 駆動モータによってスロットルシャフトを回転させることにより、スロットルバルブが揺動して吸気通路を流れる空気量を調整する。スロットルバルブ開弁時に騒音の発生を防止するためのスロットルバルブ角度と最適開弁速度指令値との対応関係を実験により予め求めておき、スロットルバルブを開弁方向に制御するときは、前記スロットルバルブ角度と最適開弁速度指令値との対応関係に従った開弁速度でスロットルバルブを開弁させる。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 バタフライ式のスロットルバルブを固定したスロットルシャフトがスロットルボデーの吸気通路内に回動自在に配設され、駆動モータによってスロットルシャフトを回動させることにより、スロットルバルブが揺動して吸気通路を流れる空気量が調整されるスロットルバルブ装置の制御方法において、スロットルバルブ開弁時に騒音の発生を防止するためのスロットルバルブ角度と最適開弁速度指令値との対応関係を実験により予め求めておき、スロットルバルブを開弁方向に制御するときは、前記スロットルバルブ角度と最適開弁速度指令値との対応関係に従った開弁速度でスロットルバルブを開弁させることを特徴とするスロットルバルブ装置の制御方法。

【請求項 2】 最適開弁速度指令値を標準開弁速度に対するパーセントであらわし、スロットルバルブ開度が 0 ~ 40 % の範囲では最適開弁速度指令値を標準開弁速度より小さくした請求項 1 のスロットルバルブ装置の制御方法。

【請求項 3】 バタフライ式のスロットルバルブを固定したスロットルシャフトがスロットルボデーの吸気通路内に回動自在に配設され、駆動モータによってスロットルシャフトを回動させることにより、スロットルバルブが揺動して吸気通路を流れる空気量が調整されるスロットルバルブ装置の制御方法において、スロットルバルブ開弁時に騒音の発生を防止するためのスロットルバルブ前後の差圧と最適開弁速度指令値との対応関係を実験により予め求めておき、スロットルバルブを開弁方向に制御するときは、前記スロットルバルブ前後の差圧と最適開弁速度指令値との対応関係に従った開弁速度でスロットルバルブを開弁させることを特徴とするスロットルバルブ装置の制御方法。

【請求項 4】 バタフライ式のスロットルバルブを固定したスロットルシャフトがスロットルボデーの吸気通路内に回動自在に配設され、スロットルシャフトの端部に副リンクが固定され、スロットルシャフトから所定距離だけ離れた位置の支持軸に主リンクが回転自在に支持され、主リンクの非線形カムのカム面に副リンクの接触子が係合し、主リンクの回転に応じてスロットルシャフトを回動させることにより、スロットルバルブが揺動して吸気通路を流れる空気量が調整されるスロットルバルブ装置において、主リンクの非線形カムのカム面形状をスロットルバルブ開度が 0 ~ 約 50 % の範囲では、主リンクの回転角度に対するスロットルシャフトの回転角度が小さくなり、スロットルバルブの急速な開弁時に騒音の発生が防止されるようにしたスロットルバルブ装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、内燃機関への供給空気量を調整するための、バタフライバルブ式のスロ

トル弁を有するスロットルバルブ装置に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 図 7 (a) は従来の電子制御式のスロットルバルブ装置の制御装置を示す説明図であり、図 7 (b) はその制御方法のフローチャートである。図 7 (a) に示すとおり、スロットルバルブ装置 10 のスロットルボデー 11 には吸気通路 12 が形成され、スロットルシャフト 14 に固定されたバタフライ式のスロットルバルブ (弁体) 13 が吸気通路 12 内に配設されている。スロットルシャフト 14 の端部には駆動モータ 15 及び角度センサ 16 が接続されており、駆動モータ 15 は ECU (エレクトリック・コントロール・ユニット) 17 により制御され、角度センサ 16 の検出出力は ECU 17 に入力される。駆動モータ 15 によりスロットルシャフト 14 を回動させ、スロットルバルブ 13 を揺動させて、吸気通路 12 を流れる空気量を調整している。

【0003】 図 7 (b) を参照して従来のスロットルバルブ装置の制御方法について説明する。スロットルバルブ装置の制御がスタートすると、ステップ S1 でスロットルバルブ 13 の目標角度  $\theta_0$  が入力され、ステップ S2 で角度センサ 16 からスロットルバルブ 13 の検出角度  $\theta$  (実測値) が入力される。ステップ S3 でスロットルバルブ 13 の検出角度  $\theta$  が目標角度  $\theta_0$  に等しいか否かの判断が行われ、検出角度  $\theta$  が目標角度  $\theta_0$  に等しいと判断されたときはエンドに進む。ステップ S3 でスロットルバルブ 13 の検出角度  $\theta$  が目標角度  $\theta_0$  に等しくないとは判断されたときは、ステップ S4 でスロットルバルブ 13 の検出角度  $\theta$  を目標角度  $\theta_0$  に近づけるために駆動出力値 (駆動モータ 15 の回転角度及び回転方向) の演算が行われる。ステップ S5 で演算結果に従った出力信号が ECU 17 の駆動回路から駆動モータ 15 に伝送され、駆動モータ 15 が作動される。

【0004】 図 8 は、従来の機械操作式のスロットルバルブ装置 10 を示す。スロットルボデー 11 の吸気通路にスロットルシャフト 14 に固定されたバタフライ式のスロットルバルブ (不図示) が配設され、スロットルボデー 11 の側部にスロットルシャフト 14 が突出している。スロットルシャフト 14 の端部に副リンク (トルコンレバー) 20 が固定され、副リンク 20 には回転中心 (スロットルシャフト 14) から所定距離の位置に接触子 23 が配設されている。スロットルシャフト 14 から所定距離の位置に支持軸 22 が固定され、支持軸 22 に主リンク (スロットルレバー) 19 が回転自在に連結され支持されている。主リンク 19 には非線形カム (非線形係合穴) 24 が形成され、非線形カム 24 のカム面 24 に接触子 23 が常時接触している。主リンク 19 の回転操作に従って副リンク 20 が回転し、スロットルバルブが回転される。

【0005】 図 9 は、従来のスロットルバルブ装置について、スロットルバルブを急に開弁したときの経過時間と音圧振幅 (騒音の大きさ) との関係の実験結果を示

し、図10はそのときの開弁時間（全閉から全開に要した時間）と音圧レベル（騒音レベル）との関係を示す。図9では、スロットルバルブ装置の全閉（本明細書において、全閉とは全閉付近を意味する。）から全開に要した時間は黒線が10.0ms（ミリ秒）、灰色線が300ms、白線はバルブ角30°の定常時である。図9により、100ms及び300msの両者について、開弁開始から経過時間が0.05～0.1秒程度の間の騒音が最も大きいことが分かる。そして、100ms及び300msの両者について、騒音が最も大きいとき（経過時間が0.05～0.1秒程度の間で）は、スロットルバルブ13のスロットルバルブ開度が0～約35%の範囲においてであった。

【0006】バタフライ式のスロットルバルブ13を例えば100msで全閉から全開に開弁すると、スロットルバルブ13の前後の過大な差圧により、開口部から流れる空気が高速噴流となり、「シュッ」という騒音を発生する。そして、自動車の車室内の静かさを確保するため、こうしたスロットルバルブ13の開弁時に発生する騒音を防止することが考えられるようになっている。従来考えられた手段を要約すると、スロットルバルブ装置の吸気通路又はスロットルバルブ（弁体）に各種の整流手段を施して、空気の流れを整流して急開音を低減させている（例えば、特開平10-246130号公報、特開平10-121994号公報、特開平5-141281号公報参照）。

#### 【0007】

【発明が解決しようとする課題】前記の従来技術は、スロットルバルブ装置の吸気通路（ボア）又はスロットルバルブ（弁体）の形状を変えたり、金網やフィン等の整流部材を付加するものであって、スロットルバルブ装置の大きな設計変更が必要であり、そのためにコスト高となる。また、整流手段によって吸気抵抗が常時大となり、重量も増加するという欠点がある。そして、図9、図10の実験結果から、閉弁から開弁への開弁時間を長くすると騒音が低減することが分かる。本発明は、スロットルバルブ装置及びその制御方法において、吸気通路及びスロットルバルブの構成を変えることなく、スロットルバルブの開弁速度を制御することにより、開弁時の騒音を低減させることを課題とする。

#### 【0008】

【課題を解決するための手段】本発明は、バタフライ式のスロットルバルブを固定したスロットルシャフトがスロットルボデーの吸気通路内に回動自在に配設され、駆動モータによってスロットルシャフトを回動させることにより、スロットルバルブが揺動して吸気通路を流れる空気が調整されるスロットルバルブ装置の制御方法において、スロットルバルブ開弁時に騒音の発生を防止するためのスロットルバルブ角度と最適開弁速度指令値との対応関係を実験により予め求めておき、スロットルバ

ルブを開弁方向に制御するときは、前記スロットルバルブ角度と最適開弁速度指令値との対応関係に従った開弁速度でスロットルバルブを開弁させることを第1制御方法とする。本発明は、第1制御方法において、最適開弁速度指令値を標準開弁速度に対するパーセントであらわし、スロットルバルブ開度が0～約40%の範囲では最適開弁速度指令値を標準開弁速度より小さくしたことを第2制御方法とする。本発明は、バタフライ式のスロットルバルブを固定したスロットルシャフトがスロットルボデーの吸気通路内に回動自在に配設され、駆動モータによってスロットルシャフトを回動させることにより、スロットルバルブが揺動して吸気通路を流れる空気が調整されるスロットルバルブ装置の制御方法において、スロットルバルブ開弁時に騒音の発生を防止するためのスロットルバルブ前後の差圧と最適開弁速度指令値との対応関係を実験により予め求めておき、スロットルバルブを開弁方向に制御するときは、前記スロットルバルブ前後の差圧と最適開弁速度指令値との対応関係に従った開弁速度でスロットルバルブを開弁させることを第3制御方法とする。本発明は、バタフライ式のスロットルバルブを固定したスロットルシャフトがスロットルボデーの吸気通路内に回動自在に配設され、スロットルシャフトの端部に副リンクが固定され、スロットルシャフトから所定距離だけ離れた位置の支持軸に主リンクが回転自在に支持され、主リンクの非線形カムのカム面に副リンクの接触子が係合し、主リンクの回転に応じてスロットルシャフトを回動させることにより、スロットルバルブが揺動して吸気通路を流れる空気が調整されるスロットルバルブ装置において、主リンクの非線形カムのカム面形状をスロットルバルブ開度が0～約50%の範囲では、主リンクの回転角度に対するスロットルシャフトの回転角度が小さくなり、スロットルバルブの急速な開弁時に騒音の発生が防止されるようにしたことを第1装置とする。

#### 【0009】

【発明の実施の形態】図1及び図2は本発明の実施の形態第1を示す。図1は角度検出式の制御方法のフローチャートであり、実施の形態第1に用いる電子制御式のスロットルバルブ装置は、図7(a)に示し説明した従来の電子制御式のスロットルバルブ装置と同じである。

【0010】図2は図1のステップS6の演算に用いるデータを示したグラフである。前述のとおり、スロットルバルブ開度が0～約35%の範囲で急速に開弁すると騒音が発生することが分かっている。そこで、スロットルバルブ開度が0～約40%のときには、開弁速度を従来値よりも低くすることとし、従来値の何パーセントの開弁速度にすれば騒音が発生しないかについて実験した。なお、スロットルバルブ開度を0～約35%ではなく0～約40%としたのは、安全性を考慮したからである。図2は実験で得られたデータを実線で示したもので

あり、斜線内で示される領域で、スロットルバルブ開度に対応した最適開弁速度指令値（従来値に対するパーセント）で開弁すれば、開弁速度の低下によるエンジン特性の影響がなく、しかも騒音が発生しない。

【0011】図1に示すとおり、電子制御式のスロットルバルブ装置の制御がスタートすると、ステップS1でスロットルバルブ13の目標角度 $\theta_0$ が入力され、ステップS2で角度センサ16からのスロットルバルブ13の検出角度 $\theta$ （実測値）が入力される。ステップS3でスロットルバルブ13の検出角度 $\theta$ が目標角度 $\theta_0$ に等しいか否かの判断が行われ、検出角度 $\theta$ が目標角度 $\theta_0$ に等しいと判断されたときはエンドに進む。ステップS3でスロットルバルブ13の検出角度 $\theta$ が目標角度 $\theta_0$ に等しくないと判断されたときは、ステップS4で目標値 $\theta_0$ が検出角度 $\theta$ よりも大きいかが判断される。ステップS4で目標値 $\theta_0$ が検出角度 $\theta$ よりも大である（開弁）と判断されたときは、ステップS5でスロットルバルブ13の検出角度 $\theta$ を目標角度 $\theta_0$ に近づけるために駆動出力値（駆動モータ15の回転角度及び回転方向）の演算が行われる。

【0012】ステップS5に続き、ステップS6では最適開弁速度指令値（%）の演算が行われ、この演算は図2に示すデータに基づいて行われ、検出角度 $\theta$ とバルブ角度に対応する最適開弁速度指令値（%）が求められる。ステップS5とステップS6の演算結果に従った出力信号がECU17の駆動回路から駆動モータ15に伝送され、ステップS8で駆動モータ15が開弁方向へ最適開弁速度で作動され、開弁に伴う騒音は発生しない。

【0013】ステップS4で目標値 $\theta_0$ が検出角度 $\theta$ よりも小である（閉弁）と判断されたときは、ステップS7でスロットルバルブ13の検出角度 $\theta$ を目標角度 $\theta_0$ に近づけるために駆動出力値（駆動モータ15の回転角度及び回転方向）の演算が行われる。次にステップS7の演算結果に従った出力信号がECU17の駆動回路から駆動モータ15に伝送され、ステップS8で駆動モータ15が開弁方向へ従来例と同じ標準速度で作動される。

【0014】図3は本発明の実施の形態第2を示す図面であり、図3(a)は実施の形態第2の電子制御式のスロットルバルブ装置10の制御装置を示し、図3(b)は圧力検出式の制御方法のフローチャートを示す。図3(a)に示す電子制御式のスロットルバルブ装置10の説明において、図7(a)に示すスロットルバルブ装置10と同一の部材には図7(a)と同一の符号を付し、その説明は省略する。実施の形態第2のスロットルバルブ装置10では、スロットルバルブ13の上流の吸気通路12に第1圧力センサ26が配置され、スロットルバルブ13の下流の吸気通路12に第2圧力センサ27が配置され、第1圧力センサ26及び第2圧力センサ27の出力信号はECU17に入力されるように構成されている。実施の形態第2のスロットルバルブ装置10のその他の構成は実施の形態第1のスロットル

バルブ装置10と同一である。

【0015】前述のとおり、バタフライ式のスロットルバルブ13を例えば、図11のように100msで全閉から全開に急速に開弁すると、スロットルバルブ13の前後の過大な差圧により、開口部から流れる空気が高速噴流となり、騒音が発生する。そこで、図3(a)に示す装置により、上流側の第1圧力センサ26で検出された吸気管負圧 $P_1$ と、下流側の第2圧力センサ27で検出された吸気管負圧 $P_2$ との差圧 $P_1 - P_2$ がどの程度の大きさのとき騒音が発生するかについて実験した。実験の結果、差圧 $P_1 - P_2$ の絶対値が限界圧力 $P_{lim}$ （-45kPa）の絶対値を越えて大きくなると、開口部から流れる高速噴流が音速となり、騒音が発生することが分かった。なお、ここでは上流側の第1圧力センサ26と下流側の第2圧力センサ27とを配設したが、上流側の吸気管負圧 $P_1$ を大気圧と仮定し、第1圧力センサ26の設置を省略してもよい。

【0016】差圧 $P_1 - P_2$ の絶対値が限界圧力 $P_{lim}$ の絶対値を越えると、騒音が発生することが分かったので、差圧が $P_{lim}$ の絶対値を越えたときには、開弁速度を従来値よりも低くすることとし、従来値の何パーセントの開弁速度にすれば騒音が発生しないかについて実験した。図4は実験結果のデータをグラフで示し、差圧 $P_1 - P_2$ に対応した最適開弁速度指令値（従来値に対するパーセント）で開弁すれば、開弁速度の低下によるエンジン特性の影響がなく、しかも騒音が発生しない。

【0017】図3において、電子制御式のスロットルバルブ装置の制御がスタートすると、ステップS1でスロットルバルブ13の目標角度 $\theta_0$ が入力され、ステップS2で角度センサ16からのスロットルバルブ13の検出角度 $\theta$ が入力される。ステップS3でスロットルバルブ13の検出角度 $\theta$ が目標角度 $\theta_0$ に等しいか否かの判断が行われ、検出角度 $\theta$ が目標角度 $\theta_0$ に等しいと判断されたときはエンドに進む。ステップS3でスロットルバルブ13の検出角度 $\theta$ が目標角度 $\theta_0$ に等しくないと判断されたときは、ステップS4で目標値 $\theta_0$ が検出角度 $\theta$ よりも大きいかが判断される。ステップS4で目標値 $\theta_0$ が検出角度 $\theta$ よりも大である（開弁）と判断されたときは、ステップS5でスロットルバルブ13の検出角度 $\theta$ を目標角度 $\theta_0$ に近づけるために駆動出力値（駆動モータ15の回転角度及び回転方向）の演算が行われる。

【0018】ステップS5に続き、ステップS6では第1圧力センサ26で検出された吸気管負圧 $P_1$ と、第2圧力センサ27で検出された吸気管負圧 $P_2$ （又は第2圧力センサ27で検出された吸気管負圧 $P_2$ のみ）が入力される。ステップS7では差圧 $P_1 - P_2$ （又は大気圧 $-P_2$ ）の絶対値が限界圧力 $P_{lim}$ （-45kPa）の絶対値より小さいか否かについての判断が行われ、差圧 $P_1 - P_2$ （又は大気圧 $-P_2$ ）の絶対値が限界圧力 $P_{lim}$ の絶対値よりも小さい（図4で-45kPaより右側に

位置する)と判断されたときは、ステップS5の演算結果に従った出力信号がECU17の駆動回路から駆動モータ15に電送され、ステップS8で駆動モータ15が開弁方向へ従来例と同じ標準速度で作動される。

【0019】ステップS7では差圧 $P_1 - P_2$  (又は大気圧 $-P_2$ )の絶対値が限界圧力 $P_{lim}$ の絶対値よりも小さくない(図4で $-45\text{ kPa}$ より左側に位置する)と判断されたときは、ステップS9で最適開弁速度指令値(%)の演算が行われ、この演算は図4に示すデータに基づいて行われ、差圧 $P_1 - P_2$  (又は大気圧 $-P_2$ )に対応する最適開弁速度指令値(%)が求められる。ステップS5、ステップS9の演算結果に従った出力信号がECU17の駆動回路から駆動モータ15に電送され、ステップS8で駆動モータ15が開弁方向へ最適開弁速度で作動され、開弁に伴う騒音は発生しない。

【0020】ステップS4で目標値 $\theta_0$ が検出角度 $\theta$ よりも大きくない(閉弁)と判断されたときは、ステップS10でスロットルバルブ13の検出角度 $\theta$ を目標角度 $\theta_0$ に近づけるために駆動出力値(駆動モータ15の回転角度及び回転方向)の演算が行われる。次にステップS10の演算結果に従った出力信号がECU17の駆動回路から駆動モータ15に電送され、ステップS8で駆動モータ15が開弁方向へ従来例と同じ標準速度で作動される。

【0021】図5及び図6は本発明の実施の形態第3を示す図面であり、図5は実施の形態第3の機械操作式のスロットルバルブ装置10を示し、図6は実施の形態第3のリンク特性を示す。実施の形態第3の機械操作式のスロットルバルブ装置10は、従来の機械操作式のスロットルバルブ装置10(図8参照)に比べて、主リンク19の非線形カム24の形状が異なり、その他の点は同じである。図6は主リンク19の角度とスロットルバルブ開度との関係(リンク特性)を示すグラフであり、図8のスロットルバルブ装置10は点線で示し、図5のスロットルバルブ装置10は太線で示されている。

【0022】図5のスロットルバルブ装置10は、図6に示すとおり、主リンク19の非線形カム24のカム面の形状をスロットルバルブ開度が0~50%(図5の主リンク19の作動角が0~50%)の範囲では、主リンク19の回転角度に対するスロットルバルブ開度(スロットルシャフトの回転角度)を図8のものよりも小さくしてある。そのため、主リンク19の角度が0~約80°の範囲では、主リンク19を急速に回転させても、主リンク19の回転角度に対するスロットルバルブ開度が従来のものよりも小さいので、開弁速度を低下させた場合と同様に、スロットルバルブの急速な開弁時に騒音の発生が防止されることとなる。

【0023】

【発明の効果】本発明の請求項1では、スロットルバルブ開弁時に騒音の発生を防止するためのスロットルバルブ角度と最適開弁速度指令値との対応関係を実験により

予め求めておき、スロットルバルブを開弁方向に制御するときは、前記スロットルバルブ角度と最適開弁速度指令値との対応関係に従った開弁速度でスロットルバルブを開弁させている。また、請求項2では、前記の対応関係に従う範囲を、騒音が最も大きいとき、すなわちスロットルバルブ開度が0~40%に限定している。請求項3では、スロットルバルブ開弁時に騒音の発生を防止するためのスロットルバルブ前後の差圧と最適開弁速度指令値との対応関係を実験により予め求めておき、スロットルバルブを開弁方向に制御するときは、前記スロットルバルブ前後の差圧と最適開弁速度指令値との対応関係に従った開弁速度でスロットルバルブを開弁させている。請求項4では、主リンクの非線形カムのカム面形状をスロットルバルブ開度が0~約50%の範囲では、主リンクの作動角に対するスロットルシャフトの回転角度を小さくし、スロットルバルブの急速な開弁時に騒音の発生が防止されるようにしている。請求項1~4のいずれについても、吸気通路及びスロットルバルブの構成を変えることなく、スロットルバルブの開弁速度を制御することにより、開弁時の騒音を低減させている。このように、スロットルバルブ装置の大きな設計変更が不要であり、コスト、重量及び吸気抵抗は、開弁時に発生する騒音を防止することのない従来例と殆ど変わらない。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の実施の形態第1の角度検出式の制御方法のフローチャートである。

【図2】図1のステップS6の最適速度の演算に使用するデータ(バルブ角度と最適速度指令値との関係)を示す図である。

【図3】図3(a)は実施の形態第2に用いる電子制御式のスロットルバルブ装置の制御装置を示す説明図であり、図3(b)は圧力検出式の制御方法のフローチャートである。

【図4】図3(b)のステップS9の最適速度の演算に使用するデータ(差圧と最適速度指令値との関係)を示す図である。

【図5】本発明の実施の形態第3の機械操作式のスロットルバルブ装置を示す正面図である。

【図6】図5のリンク特性を示す図である。

【図7】図7(a)は従来の電子制御式のスロットルバルブ装置の制御装置を示す説明図であり、図7(b)は従来の制御方法のフローチャートである。

【図8】従来の機械操作式のスロットルバルブ装置を示す正面図である。

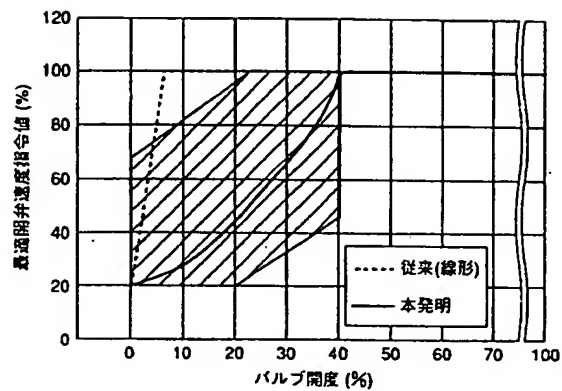
【図9】従来のスロットルバルブ装置について、スロットルバルブを急に開弁したときの経過時間と音圧振幅との関係の実験結果を示す図である。

【図10】従来のスロットルバルブ装置について、スロットルバルブを急に開弁したときの開弁時間と音圧レベルとの関係を示す図である。

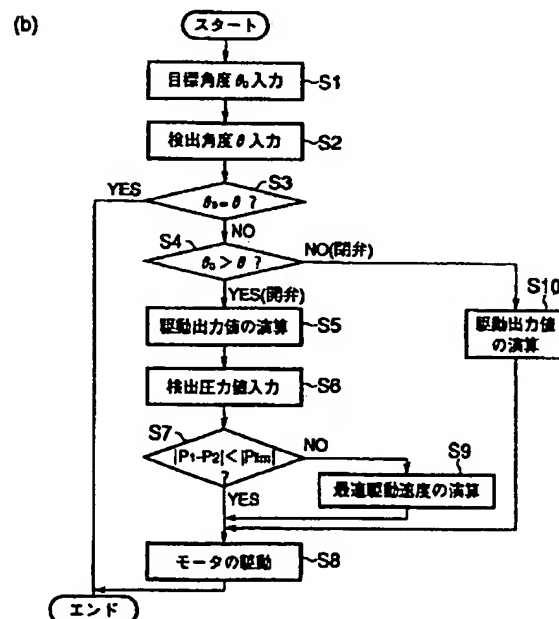
【符号の説明】

- 11 スロットルボデー
- 12 吸気通路
- 13 スロットルバルブ
- 14 スロットルシャフト
- 15 駆動モータ

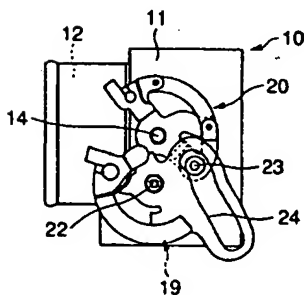
【図 2】



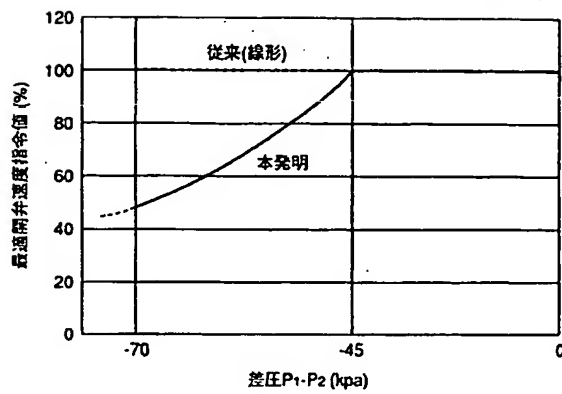
【图 3】



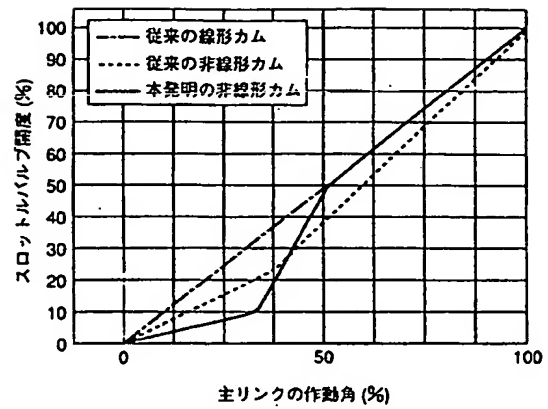
【図 8】



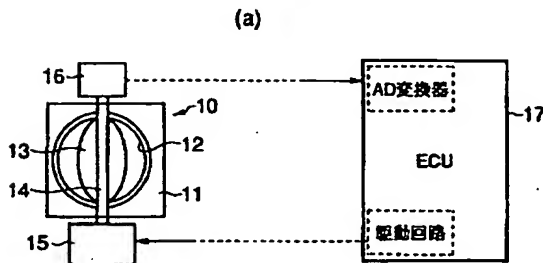
【図4】



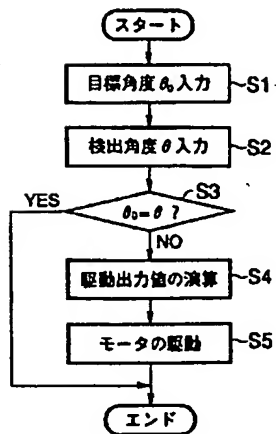
【図6】



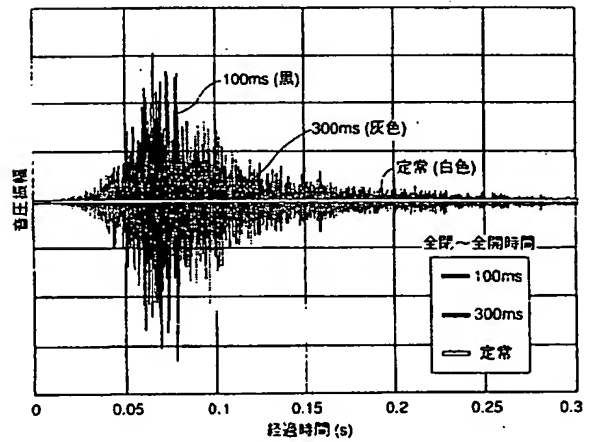
【図7】



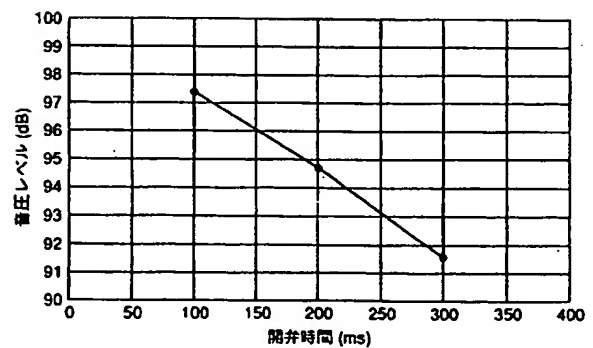
(b)



【図9】

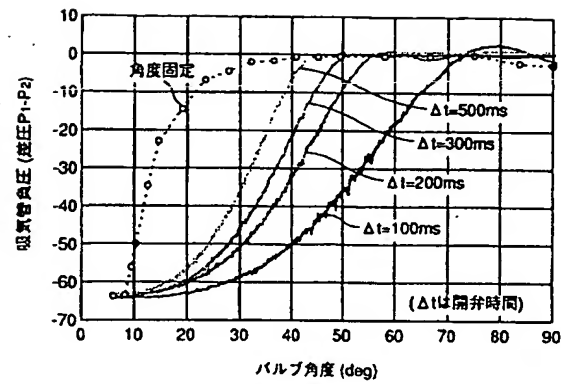


【図10】





【図11】



フロントページの続き

Fターム(参考) 3G065 CA00 DA05 DA06 DA15 FA12  
 GA01 GA41 HA21 HA22 KA02  
 3G301 JA00 KA06 KA23 LA03 LB02  
 LC03 NC04 ND02 PA07Z  
 PA11Z  
 3H062 AA03 AA15 BB33 CC02 CC15  
 DD01 EE07 FF01 HH02 HH10